



Det här verket har digitaliserats vid Göteborgs universitetsbibliotek och är fritt att använda. Alla tryckta texter är OCR-tolkade till maskinläsbar text. Det betyder att du kan söka och kopiera texten från dokumentet. Vissa äldre dokument med dåligt tryck kan vara svåra att OCR-tolka korrekt vilket medför att den OCR-tolkade texten kan innehålla fel och därför bör man visuellt jämföra med verkets bilder för att avgöra vad som är riktigt.

This work has been digitized at Gothenburg University Library and is free to use. All printed texts have been OCR-processed and converted to machine readable text. This means that you can search and copy text from the document. Some early printed books are hard to OCR-process correctly and the text may contain errors, so one should always visually compare it with the images to determine what is correct.



Rapport

R95:1979

A 149 (657, 654)

**Värmeåtervinning
ur avloppsvatten**

Försök med skalmodell

**Anders Hedlund
Lennart Litzberg**

Byggforskningen

R95:1979

VÄRMEÅTERVINNING UR AVLOPPSVATTEN

Försök med skalmodell

Anders Hedlund
Lennart Litzberg

Denna rapport hänför sig till forskningsanslag
780741-5 från Statens råd för byggnadsforskning
till Skandinavisk installationssamordning AB,
Stockholm.

I Byggforskningsrådets rapportserie redovisar forskaren sitt anslagsprojekt. Publiceringen innebär inte att rådet tagit ställning till åsikter, slutsatser och resultat.

R95:1979

ISBN 91-540-3084-6
Statens råd för byggnadsforskning, Stockholm

LiberTryck Stockholm 1979 955690

INNEHÅLL

1	INLEDNING	7
1.1	Avloppsvatten som energikälla	7
1.2	Återvinning av värmeenergi ur avloppsvatten	8
1.2.1	Problem	8
1.2.2	Metoder	9
1.3	Värmeåtervinning ur avloppsvattnet från Strängnäs Badhus	11
1.4	Mätningar på avloppsvärmeväxlarmodell	11
2	VÄRMEÅTERVINNING UR AVLOPPSVATTNET FRÅN STRÄNGNÄS BADHUS	13
2.1	Strängnäs Badhus	13
2.2	Kalkylerande energimängder och kostnader	13
3	BESKRIVNING AV AVLOPPSVÄRMEVÄXLARE	15
3.1	Principutförande och funktion (se även principritning med teckenförklaring)	15
3.2	Värmeupptagande medium	15
3.2.1	Köldmedium	18
3.2.2	Vatten	18
3.3	Beskrivning av utförd provmodell	18
4	MÄTNINGAR PÅ AVLOPPSVÄRMEVÄXLAR-MODELL	21
4.1	Mätningarnas utförande	21
4.1.1	Vatten som värmeupptagande medium	21
4.1.2	Köldmedium som värmeupptagande medium	21
4.2	Mätutrustning	22
4.2.1	Temperaturmätningar	22
4.2.2	Vattenflödesmätningar	23
4.2.3	Luftflödesmätningar	24
4.2.4	Tryckmätinstrument	24
4.2.5	Eleffektmätning	24
4.3	Mätresultat med vatten som värmeupptagande medium	25
4.3.1	Beräkning av värmegenomgångstal	25
4.3.2	Felkalkyl	26
4.3.3	Mätresultat	28
4.4	Utvärdering av mätresultat med vatten i kopparrörsslingan	31
4.4.1	Teori för värmeövergången mellan avloppsvattnet och vattnet i kopparrörsslingan	31
4.5	Mätresultat med köldmedium som värmeupptagande medium	37
4.5.1	Mätvärden	37
4.5.2	Värmefaktorn	37
4.5.3	Värmeövergångstal	38
4.6	Strömningshastigheter	39
5	FÖRSMUTSNING AV VÄRMEYTORNA	41
6	SLUTSATSER	43
7	REFERENSER	45

SAMMANFATTNING

Stora energimängder åtgår för uppvärmning av tappvarmvatten. Enligt en uppskattning i EFUD 78 (Energi-program för forskning, utveckling, demonstration) åtgick 1972

- 7 TWh för bostäder i småhus
- 8 TWh för bostäder i flerfamiljshus
- 4 TWh för övriga lokaler

Summa 19 TWh

för uppvärmning av tappvarmvatten. Huvuddelen av dessa energimängder går ut med avloppet, vilket gör att med tekniska lösningar för att återvinna dessa energimängder skulle en energikälla på ca 17 å 18 TWh vara tillgänglig.

I första hand är producenter av stora avloppsflöden med hög avloppstemperatur och relativt konstanta avloppsflöden intressanta, t.ex. badhus och sjukhus med avloppstemperaturer upp till 30°C respektive 40°C.

Den kraftiga föroreningen, det varierande flödet och den realltvt låga temperaturen gör att konventionella värmeväxlare är olämpliga som avloppsvärmeväxlare.

Flera tekniska lösningar för att återvinna värmeenergi ur avloppsvattnet existerar men praktiska driftserfarenheter är fåtaliga eller saknas helt.

Energikostnadsutvecklingen i början på 1970-talet initierade i bl.a. Strängnäs kommun planer för att söka minska energianvändningen och för att söka återvinna värmeenergi. Som ett led i denna planering ingick att undersöka förutsättningarna för värmeåtervinningsåtgärder vid Strängnäs badhus där främst en installation av en kyl-värme-process för dels avfuktning av simhallarnas ventilationsluft och dels, vilket beskrivs i avsnitt 2, återvinning av värmeenergin ur avloppsvattnet föreföll intressant. Därvid började arbetet på att utveckla en avloppsvärmeväxlare som med ekonomiskt stöd från Statens Råd för Byggnadsforskning lett till konstruktionen av en avloppsvärmeväxlarmodell främst kännetecknad av en kontinuerlig mekanisk rengöring av de värmeöverförande ytorna. Denna värmeväxlarmodell finns beskriven i avsnitt 3.

Mätningar på avloppsvärmeväxlarmodellen har utförts dels med vatten som värmeupptagande medium dels med köldmedium varvid värmeväxlarelementet har fungerat som förångare i en värmepumpsanläggning.

Mätningarnas utförande och resultat finns redovisade i avsnitt 4, där bl.a. en ekvation för att beskriva värmeövergången från avloppsvattnet till det värmeupptagande mediet redovisas. Denna kan användas vid dimensionering av avloppsvärmeväxlare i större skala med samma principiella uppbyggnad som modellen (se bild 1).

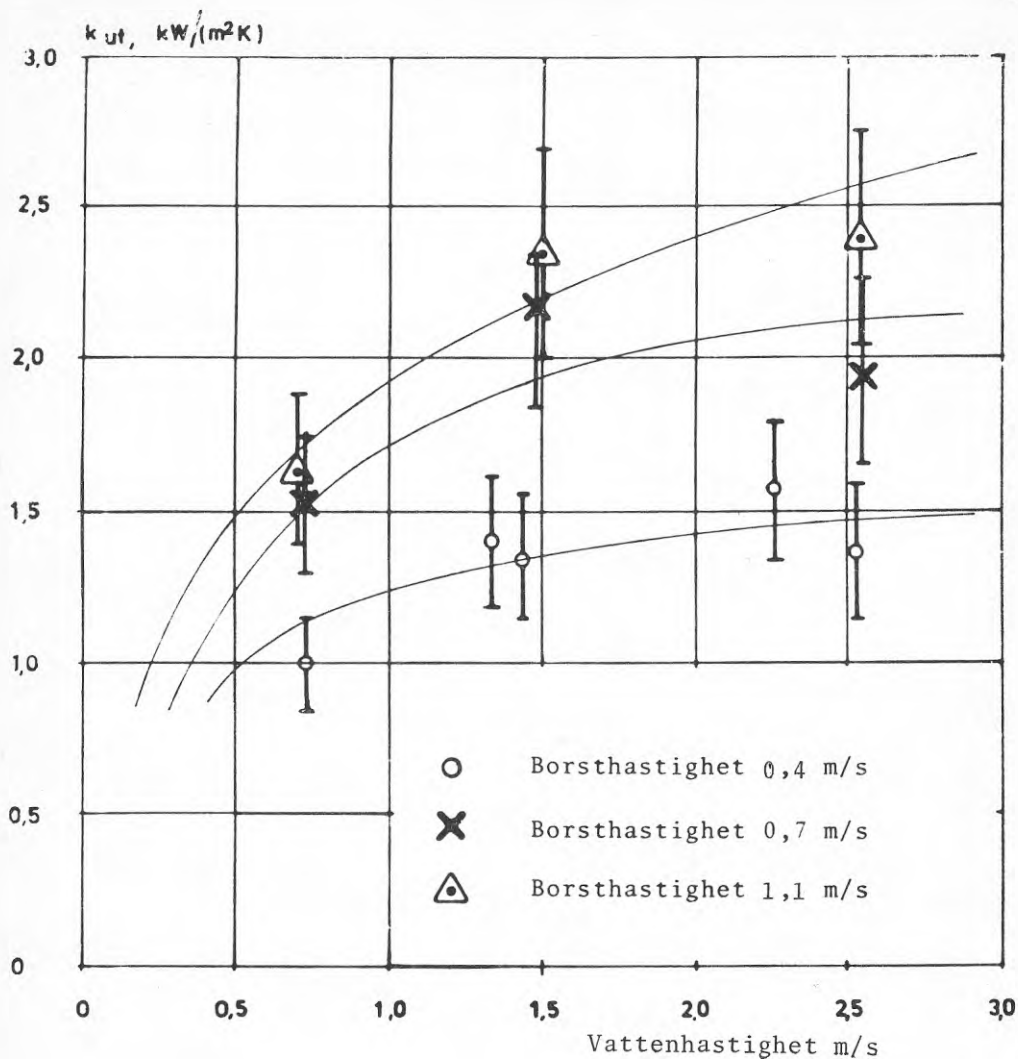


Bild 1 Resultat av mätningar på avloppsvärmeväxlarmodell. Värmeegenomgångstalet k_{ut} som funktion av vattenhastigheten i den värmeupptagande rörslingen med borsthastigheten som parameter. De inlagda kurvorna visar den framtagna ekvationen.

Då värmeväxlarelementet varit förångare i en kompressor-anläggning har en värmefaktor på 3,5 uppmäts, ett värde som säkert kan höjas då hjälpmaskinernas energiförbrukning relativt den återvunna värmeenergin minskar för ett fullskaleutförande.

I avsnitt 5 redogöres för försmutsningens inverkan på värmetransporten från avloppsvattnet samt dess inverkan på dimensioneringen av värmeytornas storlek.

1. INLEDNING

1.1 Avloppsvatten som energikälla

Energiinnehållet i avloppsvatten¹⁾ beror främst på mängden tappvarmvatten och dess temperatur, bidrag erhålles även från kallvatten som värmts genom att ledningarna är förlagda i tempererade lokaler, från matlagning (i avloppet från storkök en avsevärd del) och från människor (fecalier och urin).

Energiåtgången för uppvärmning av tappvarmvatten var i Sverige 1972 enligt EFUD 78

- 7 TWh för bostäder i småhus
- 8 TWh för bostäder i flerfamiljshus
- 4 TWh för övriga lokaler

Summa 19 TWh

En mindre del av denna energimängd avges inom byggnader som spillvärme från varmvatteninstallationen, medan den största delen, förmodligen 90 å 95 % går som förlorad energi ut med avloppet, motsvarande en total förlorad energimängd av 17 å 18 TWh/år. Tekniska lösningar som möjliggör ett återvinande av en del av denna energimängd skulle uppenbarligen innebära tillgång till en outnyttjad energikälla.

Enligt EFUD 78 var antalet enfamiljshus ca 1,5 miljoner 1973. Detta innebär att i genomsnitt 4000 - 5000 kWh per år åtgår för värmning av varmvatten i enfamiljshus.

Energiförbrukningen i flerfamiljshus är per person enligt Peterson et al (1978 a) ca 80 % högre än i småhus.

Av övriga lokaler är sjukhus, badhus och vissa industrier särskilt intressanta. I motsats till bostäder har dessa lokaler ofta ett konstantare avloppsflöde och en högre avloppsvattentemperatur.

I sjukhus används varmvatten för badning, tvättning, rengöring och i köket. Enligt VVS-handboken²⁾ anges dygnsmedeleffekten för varmvattenberedning till ca 600 W/pat eller ca 5200 kWh/pat,år.

Avsevärt högre förbrukningstal upp till 7000 å 7500 kWh/pat.år torde dock förekomma, ex.vis vid sjukhus med extremt varmvattenbehov för patienternas hygieniska skötsel.

1) Avloppsvattnets energinivå definieras här som noll då temperaturen är lika med inkommande kallvattens.

2) Enligt mätningar på 1930-talet.

Nya undersökningar av energimängderna i spillvattenavlopp från sjukvårdsbyggnader pågår, ett såsom BFR-projekt nr. 780237-4 till Wahlings Konstruktionsbyrå AB och ett till L.B. Larsson & Co, BFR-projekt nr. 781277-1.

För badhus varierar varmvattenförbrukningen i hög grad, bl.a. beroende på hur duscharmaturen är utförd. VVS-handboken (503:228) anger riktvärde 100-150 liter 40^o-igt varmvatten per badande (motsvarande 3,7 - 5,6 kWh per badande). En del utförda korttidsmätningar vid nya bad pekar mot ett sannolikt värde av 4.5 kWh per badande.

I de större städernas bad ligger ofta badfrekvensen uppe i storleksordning 200.000 å 300.000 badgäster/år motsvarande sannolikt värmeenergiinnehåll i duschvattnet av 900 å 1400 MWh/år.

Med värmexlare i kombination med värmepump kan energiförbrukningen för uppvärmning av varmvatten minskas med ca 65 å 70 %.

Bland industrier torde ex.vis textilindustrier, tvätterier och mejerier utgöra intressanta objekt för värmeåtervinning, såsom förbrukare av stora mängder varmvatten samt med motsvarande mängd avloppsvatten ofta med hög temperatur och därtill med relativt låg föroreningsgrad och ringa eller ingen korrosivitet.

1.2 Återvinning av värmeenergi ur avloppsvatten

Stora energimängder försvinner ut i avloppet varje år med avloppsvattnet (se 1.1). De tekniska förutsättningarna att ekonomiskt återvinna dessa energimängder varierar.

1.2.1 Problem

Svårigheterna med återvinning av värmeenergi ur avloppsvattnet är förknippade med avloppsvattnets sammansättning, flödesvariationerna samt bristen på beprövade tekniska lösningar.

Driftsbetingelserna för en avloppsvärmeväxlare är mycket speciella. Avloppsvattnet är starkt förorenat och har relativt låg temperatur. Vidare är avloppsfloppet mycket varierande i tiden från nästan noll nattetid till ett max.värde under dagen som kan uppgå till 4 å 5 gånger medelfloppet.

För närvarande är mycket få drifterfarenheter kända från drift av avloppsvärmeväxlare.

Komplikationerna med avloppsvatten medför att en konventionell värmeväxlare inte går att använda som avloppsvattenvärmeväxlare.

1.2.2 Metoder

Ett antal metoder att återvinna värmeenergi ur avloppsvatten finnes f.n. framtagna.

En metod är där avloppsröret omges av ett rum med köldmedium. Då det varma avloppsvattnet rinner genom röret förångas köldmediet och bringas sedan att kondensera på värmeavvärmaren t.ex. kallvattenledningen till varmvattenberedaren (se bild 1.1).

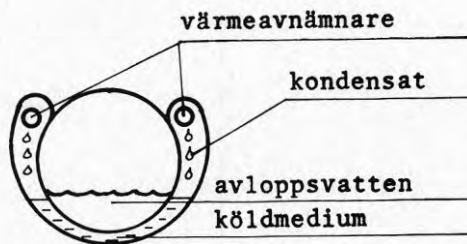


Bild 1.1 Avloppsvärmeväxlare med köldmedium (princip)

Ett annat utförande av en avloppsvärmeväxlare som utnyttjar samma princip är en marknadsfärdig produkt från Axel Johnson Institutet avsedd för villor, se bild 1.2.

Värmeväxlaren anges kunna återvinna 50 % av värmeenergin i det s.k. gråvattnet (avloppsvatten exklusive toaletter), ca 2500 kWh från en fyrapersonersvilla.

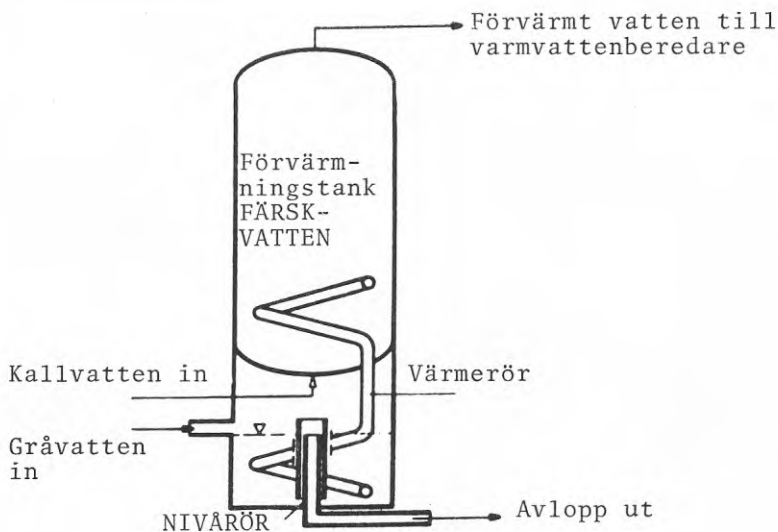


Bild 1.2 Principskiss av gråvattenvärmeväxlare (Axel Johnson Institutet)

En annan lösning är där värmeenergin i avloppsvattnet absorberas i en saltlösning för att sedan avges till den värmeupptagande ytan (se t.ex. Peterson 1975).

Ytterligare en annan metod beskrivs i Die Kälte und Klimatechnik 12/1978 där avloppsvärmeväxlaren har utförts som en låda med fack där skiljeväggarna mellan facken är utförda som platta förångarelement kopplade till en värmepump.

Gemensamt för alla avloppsvärmeväxlare är att man vid konstruktionen sökt bemästra avloppsvattnets kraftiga förorening och intermittenta flöde.

Den i denna rapport beskrivna avloppsvärmeväxlaren söker bemästra föroreningarnas inverkan på värmeytorna genom att dessa rengöres mekaniskt med roterande bors-
tar, medan intermittensen hos avloppsflödet reduceras genom att avloppsväxlaren utföres med ett för varje enskilt fall beräknad behållare för erforderlig uppehållsvolym (se vidare avsnitt 3).

1.3 Värmeåtervinning ur avloppsvattnet från Strängnäs Badhus

Energikostnadsutvecklingen, orsakad av oljekrisen 1973-1974, har inom Strängnäs Kommun initierat planer för att finna energiminskande åtgärder. I januari 1978 beslöt kommunens fastighetsnämnd sålunda att närmare undersöka tekniska och ekonomiska förutsättningar för värmeåtervinningsåtgärder inom Strängnäs Badhus, omfattande kylvärmeprocess för simhallarnas varma fuktiga luft genom installation av värmepump-
anläggning, dimensionerad att kunna innefatta även återvinnande av värmeenergi ur avloppsvattnet, med den värmeväxlar-
konstruktion som denna rapport avser.

1.4 Mätningar på avloppsvärmeväxlarmodell

En konventionell värmeväxlare av mot-, med- eller korsströmstyp går ej att utan vidare använda som avloppsvärmeväxlare. Strömnings- och värmeöverföringsförhållandena i en nykonstruktion är teoretiskt svårbedömda. Det är därför lämpligt att konstruera en modell av en avloppsvärmeväxlare.

I värmeväxlarmodellen skall strömningsförhållanden, temperaturskiktning, värmeöverföring etc studeras. Dessa resultat kan sedan ligga till grund för konstruktion och dimension av anläggningar i full skala.

2 VÄRMEÅTERVINNING UR AVLOPPSVATTNET FRÅN STRÄNGNÄS BADHUS

2.1 Strängnäs badhus

Strängnäs badhus uppfördes åren 1972-1973 och togs i bruk i början av år 1974. Enligt prognos, upprättad 1971 har en badfrekvens av 147.000 bad/år (varav 87.000 skolbad) beräknats för år 1980. Verklig badfrekvens har dock hittills utvecklats i långsammare takt; aktuell frekvens utgör ca 90.000 bad/år.

Ca 28.000 m³ luft per timme uppvärms och rundcirkuleras i simhallarna, med övervärme reglerad för upphållande av 24 å 26°C rumstemperatur. Samtidigt sker reglerad inblandning med uteluft för åstadkommande av konstant relativ luftfuktighet i hallarna (inställt värde 60% för stora hallen, 55% för lilla hallen).

Vid anordnande av värmeåtervinning enligt 1.4 har energimängder och kostnader beräknats enligt nedan.

2.2 Kalkylerande energimängder och kostnader

	Energiförbrukning		Energiminskning	
	Nuvarande kWh/år	Efter genomförande av värmeåtervinnings- installation	kWh/år	%
1. Simhallar vent.- luften	1.006.000	484.000	522.000	52 %
2. Varm- vatten	405.000	115.000	290.000	72 %
Summa	1.411.000	599.000	812.000	58 %

Kostnader vid ojepris 8.3 öre/kWh (motsvarar eo 1 665 kr/m³ och el-pris 13 öre/kWh): prisläge jan. 1979

1. Simhallar, ventilationsluften

Nuvarande årskostnad 1006.000 kWh
 å 8,3 öre = 83.500

Efter återvinningsinstallation
 484.000 kWh, varav

214.000 kWh oljeenergi
 å 8,3 öre = 17.760

270.000 kWh el-energi
 å 13 öre = 35.100

./. 52.660

Årlig besparing Kr 30.840

2. Varmvatten, avlopp

Nuvarande årskostnad 405.000 kWh
 å 8,3 öre = 33.610

Efter återvinningsinstallation
 115.000 kWh å 13 öre = 14.950

Årlig besparing 18.660

Summa årlig besparing 30840+18665= Kr 49.500

Kostnader för installationernas utförande uppgår, enl.
 preliminär beräkning till kr 400.000:-.

3 BESKRIVNING AV AVLOPPSVÄRMEVÄXLARE

3.1 Principutförande och funktion (se även principritning, med teckenförklaring).

Avloppsvattnet strömmar in i en behållare, som är delad i två avdelningar, slamkammare (1) och kylkammare (4). Vattnet bringas att strömma mellan kamrarna genom öppningar (5, 6), där galler hindrar fasta beståndsdelar att komma in i kylkammaren. Gallren är självrensande, genom att strömningsriktningen omkastas med tidsinställda intervaller på sätt som närmare beskrives i fortsättningen.

I kylkammaren är värmeupptagare anordnade, utförda av metallrörsslingor spirallindade till stående cylinderformiga rörmantlar, som är koncentriskt anbringade runt ett centerparti. Inne i rörmantlarna strömmar ett värmeupptagande medium.

Vattnet mellan rörmantlarna bringas i rotation genom vertikala paddlar, anbringade på horisontalarmar, drivna av en centralaxel. Genom rotation förhindras eller fördröjes sedimentering av kvarvarande fasta partiklar, varjämte en effektiv värmeöverföring sker genom vattnets hastighet och turbulens utefter metallytorna.

För att begränsa behållarens storlek och vattnets uppehållstid utföres rotationen med variabel hastighet. Härigenom påverkas värmeövergångstalet, som är en funktion av vattenhastigheten och graden av turbulens, samt därmed också effektuttaget, som på detta sätt kan varieras i takt med energitillförseln, d.v.s. vattnets växlingar i mängd och temperatur.

På horisontalarmarna anbringas även borstar, som vid rotationen släpar mot värmeupptagande metallytor. Härigenom hindras beläggning på metallytorna och därav orsakad försämring av värmeövergångstalet.

När vattnet passerar från slamkammardelen in i kylkammardelen kommer genom anströmningen mot gallret en ökande igensättning att uppstå. Igensättningen motverkas och förhindras genom att rotationsriktningen omkastas enligt inställda intervaller, varigenom också strömningsriktningen i galleröppningarna omkastas.

Det nedkylda vattnet samlas i behållarens lägsta del (i slamkammaren) och bortpumpas intermittent på likartat sätt som sker i en avloppspumpstation av standardtyp.

3.2 Värmeupptagande medium

Som värmeupptagande medium i rörmantlarna användes antingen köldmedium eller vatten.

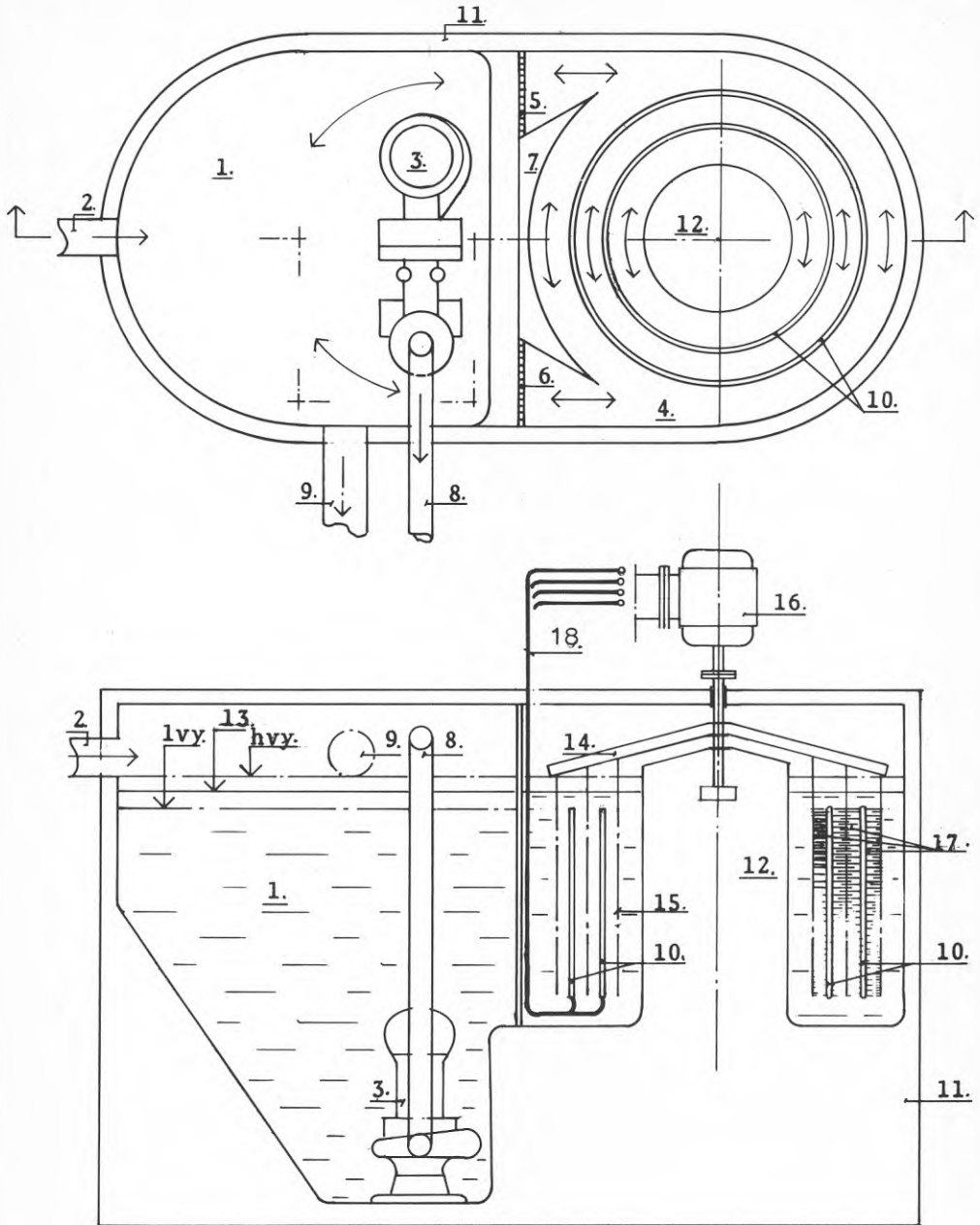


Bild 3.1. Avloppsvärmeväxlare - principritning
Teckenförklaring se sid. 15

Teckenförklaring till bild 3.1.

- 1 slamkammare
- 2 tillopp
- 3 avloppspump
- 4 kylkammare
- 5,6 gallerförsedda öppningar
- 7 vägg mellan kammare 1 och 4
- 8 utlopp
- 9 bräddavlopp
- 10 värmeupptagare
- 11 yttermantel
- 12 central kärnkropp
- 13 avloppsvattnets yta; hvy = högsta vattenyta
lvy = lägsta vattenyta
- 14 roterande arm
- 15 skovlar fästade vid armen
- 16 drivmotor, reversibel
- 17 borstar, fästade vid armen
- 18 in- och utlopp till värmeupptagaren för energi-
bärande medium

3.2.1 Köldmedium

Med köldmedium utgör rörmantlarna förångareelement ingående i en värmepumpprocess, där den ur avloppsvattnet upptagna energin avgives i kondensor(er) för uppvärmningsändamål.

Användande av köldmedium kan vara särskilt lämpligt vid ex.vis bostäder, som har måttlig avloppsvattentemperatur, 20°C å 30°C . Med ex.vis en förångningstemperatur av $+5^{\circ}\text{C}$ och en kondenseringstemperatur av 50°C torde vid bostäder ges möjlighet till generering av hela VV-energibehovet, med en samtidig reducering av energibehovet med 75% (vid värmefaktor = 4).

För ex.vis 100 bostäder med en energiförbrukning för varmvattenberedning av 5000 kWh/år och lägenhet erhålles då en energiminskning av 37500 kWh/år. Den besparing detta innebär måste beräknas från fall till fall; besparingens storlek är beroende av använd energiform.

3.2.2 Vatten

Vatten i rörmantlarna kan också användas som värmeupptagande medium i en värmepumpprocess. Härvid pumpcirkuleras vattnet mellan rörmantlarna och en förångare i standardutförande. Detta förfarande kan visa sig tekniskt och ekonomiskt fördelaktigt om avloppstemperaturen är relativt hög (vid t.ex. sjukhus, 30 å 40°) och/eller där man ej har anledning att kyla avloppet till lägre temperatur än 10 å 12°C .

I vissa fall kan rörmantlarna med fördel användas för direkt förvärmning av vatten, t.ex. processvatten vid industrier med höga avloppstemperautren och/eller intermittenta flöden.

I sådana fall kan betydlig värmeåtervinning erhållas till relativt låg investeringskostnad (eftersom kostnad för kylkompressor med tillhörande komponenter bortfaller).

3.3 Beskrivning av utförd provmodell

En första provmodell, tillverkad på en verkstad i Tranås, har utförts och anpassats för genomförande av i denna rapport redovisade förstudier med mätningar av temperaturer, värmeövergångstal, effekter, strömningsförhållanden m.m. enligt riktlinjer angivna i ansökan för forskningsanslag 780741-5. Beträffande redovisning av proven se kapitel 4.

Provmodellen är en något enklare version av den under 3.1 beskrivna växlaren. Den är ej försedd med pump för bortförande av det slamberikade vattnet. I stället finnes ett utlopp som mynnar vid botten i kylkammaren. Den är vidare utförd med förångare i form av en rörmantel med ca 30 m kylkopparrör (dimension 19/17 mm) och luftkyld kondensor. Använt köldmedel är R22.

Dessutom finnes en extra rörmantel med samma dimensioner, men utförd för vatten som kylmedium, denna kan monteras som värmeupptagande yta istället för freonförångaren.

I övrigt överensstämmer utförandet i princip med pos. 3.1. (Se bild 3.2)

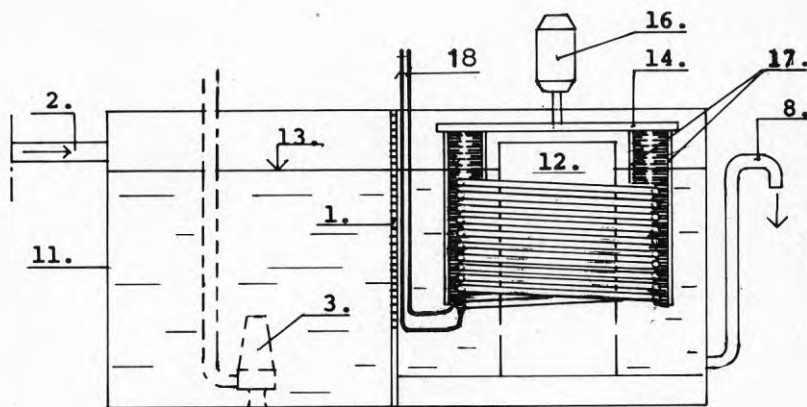
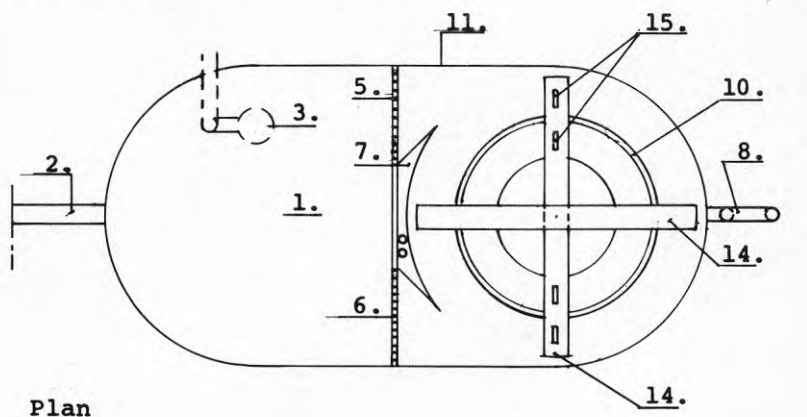


Bild 3.2 Provmodell - skala 1:20

Teckenförklaring: se sid. 20

Teckenförklaring till fig. på provmodell

- 1 slamkammare
- 2 tillopp
- 3 slampump (ej installerad)
- 4 kylkammare
- 5,6 gallerförsedda öppningar
- 7 vägg mellan kammare 1 och 4
- 8 utlopp
- 10 värmeupptagare (kopparrörslinga)
- 11 yttermantel
- 12 central kärnkropp
- 13 vattenyta
- 14 roterande armar
- 15 skovlar, fästade vid armen
- 16 drivmotor, reversibel och med variabel drivhastighet
- 17 borstar, fästade vid armen
- 18 in- och utlopp till värmeupptagaren för energibärande medium

4 MÄTNINGAR PÅ AVLOPPSVÄRMEVÄXLARMODELL

4.1 Mätningarnas utförande

Mätningar på avloppsvärmeväxlaren har utförts för att i första hand kunna studera värmeöverföringen från avloppsvattnet till kopparrörsslingan, strömningsförhållanden i de olika delarna av värmeväxlaren, strömningshastigheten genom gallren och temperaturskiktningen hos avloppsvattnet (se värmeväxlarens konstruktion i kap 3).

Mätningarna har utförts dels med vatten, dels med köldmedium (R22) som värmeupptagande medium i kopparslingan.

4.1.1 Vatten som värmeupptagande medium

Vid denna mätning, mätning a användes kallt förbrukningsvatten från vattenledningsnätet som värmeupptagande medium (se bild 4.1).

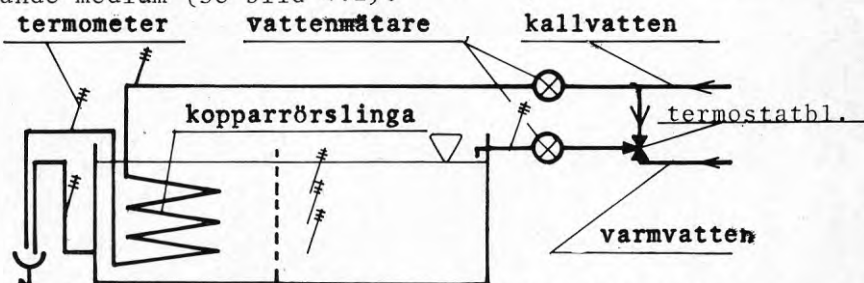


Bild 4.1 Principskiss över avloppsvärmeväxlaren med vatten som värmeupptagande medium

Som "avloppsvatten" användes tempererat vatten från en termostatblandare. Båda dessa vattenflöden mättes med vattenmätare, medan temperaturerna på in- och utgående vatten mättes med termoelement kopplade till en skrivare.

Temperaturen hos avloppsvattnet mättes på olika nivåer för att undersöka temperaturskiktningen i avloppsvärmeväxlaren. Även dessa temperaturer mättes med termoelement kopplade till skrivare.

4.1.2 Köldmedium som värmeupptagande medium

Efter mätningen med vatten i rørslingan kopplades en likadan slinga som förångare till en värmepump (se bild 4.2). Vid denna mätning mättes förutom "avloppsvattnets" flöde, temperaturändring genom värmeväxlaren och temperaturskiktning dessutom till kompressorn inmatad elenergi, luftflödet och dess temperaturändring genom kondensorn och temperaturen hos köldmediet före expansionsventilen och efter förångaren. Som värmepump användes ett helhermetiskt kompressoraggregat typ TAH 5531 EHR tillverkat av L'Unité Hermétique S.A.

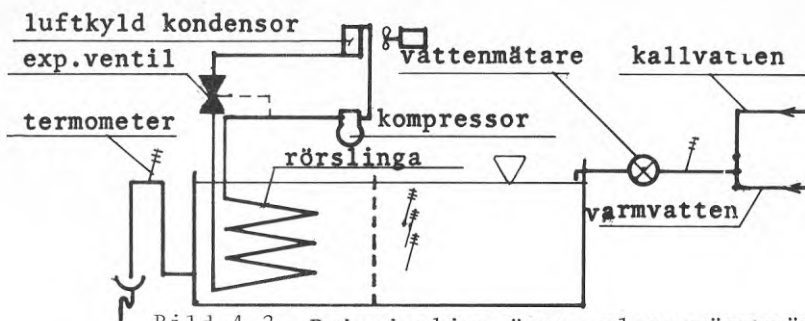


Bild 4.2 Principskiss över avloppsvärmeväxlaren med köldmedium som värmeupptagande medium.

Motoreffekt 2.5 hk (1.87 kW), köldmedium R22.
 Förångareffekt 9300 W vid 10°C förångningstemperatur,
 54,5°C kondenseringstemperatur och 32°C omgivningstemperatur.

4.2 Mätutrustning

4.2.1 Temperaturmätningar

För temperaturmätningarna användes 12 st termoelement typ koppar-konstantan kopplade till två st 6-punkts-skrivare. Skrivarna var av märket Jaquet KSQ 306 respektive KSQ 516. Skrivarna hade inbyggd nollpunkt och skrev mätresultat direkt på papperet i grader Celsius.
 Avläsningsnoggrannheten var $\pm 0,25^{\circ}\text{C}$ medan skrivarens mätfel var 0,5% av fullt utslag, i detta fall $\pm 0,5^{\circ}\text{C}$.

Felet i t_v kan uppskattas som

$$\frac{\Delta t_v}{t_v} = \frac{0,25}{t_v} + \frac{0,5}{t_v}$$

Vattentemperaturen varierar mellan 42°C och 8°C d.v.s. i medeltal var vattentemperaturen 25°C.
 Med t_v lika med 25°C erhålles

$$\frac{\Delta t_v}{t_v} = \pm 0,03$$

Där Δt_v är skillnaden mellan verklig och avläst vattentemperatur om t_v är den avlästa temperaturen.

Termometerfickorna för termoelementen utfördes med dykrör av tunnväggiga kopparrör, väl instuckna i vattenströmmen och dessutom utförda så att vattnet omlänkades 90° i termometerfickan. Termoelementen, som användes

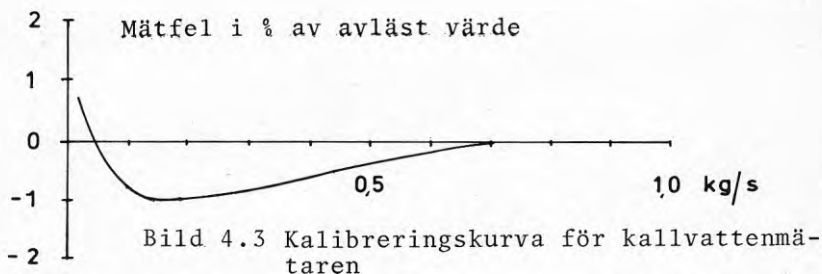
för mätning av temperaturskiktningen hos avloppsvatt-
net, isolerades med ett tunnt lager epoxilim och sänk-
tes ned direkt i vattnet. Tack vare detta kan sanno-
likt det systematiska mätfelet vid mätningen av vatten-
temperaturerna försummas.

Då termoelementen användes för att mäta lufttemperatu-
rerna före och efter kondensorn ökar avläsningsfelet
till $\pm 0,5^{\circ}\text{C}$, vilket gör att maximala mätfelet för
lufttemperaturmätningarna t_1 blir

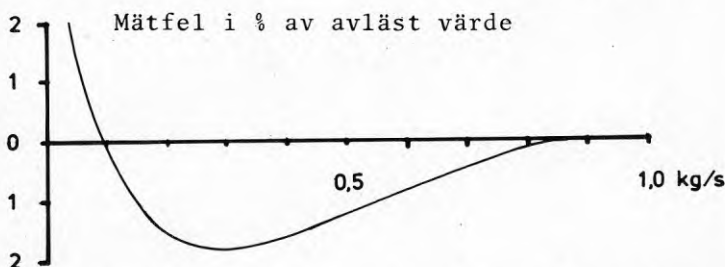
$$\Delta t_1 = \pm 1^{\circ}\text{C}$$

4.2.2 Vattenflödesmätningar

Som kallvattenmätare användes en flerstrålig våtlöpan-
de vinghjulsmätare typ OPTIMA 2000 3/5 tillverkad av
Bopp & Reuter GmbH Tyskland. Mätaren kalibrerades före
mätningen med resultat enligt bild 4.3.



För att mäta "avloppsvattenflödet" användes en fler-
strålig torrlöpande vinghjulsmätare för hetvatten,
fabrikat Bopp & Reuter GmbH, Tyskland typ M-T-H-5 och
med kalibreringskurva enligt bild 4.4.



Avläsningsnoggrannheten för vattenmätarna var $\pm 0,2 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3$. Noggrannheten hos kalibreringskurvorna uppskattas till ca 0,5 % av avläst värde.

Då vattenflödena mättes under minst 10 minuter blir avlösningsefelet $0,3 \cdot 10^{-3}$ kg/s och det maximala felet

$\Delta \dot{m}$ blir:

$$\left| \frac{\Delta \dot{m}}{\dot{m}} \right| = \left| \frac{0,3 \cdot 10^{-3}}{\dot{m}} \right| + \left| 0,005 \right|$$

med i medeltal $\dot{m} = 0,33$ kg/s erhålles

$$\frac{\Delta \dot{m}}{\dot{m}} = \pm 0,006$$

4.2.3 Luftflödesmätningar

För att mäta luftflödena genom de luftkylda kondensorererna användes en termistoranemometer typ TA 3000 Air Flow Development Ltd, England. Mättnoggrannhet $\pm 5\%$ av avläst värde för hastigheter över 1 m/s, $\pm 0,05$ m/s för hastigheter lägre än 1 m/s. Avläsningsnoggrannhet $\pm 0,1$ m/s.

På kondensorererna (2 st) monterades plåtstosar 500 mm långa och med arean 232 x 318 mm för att möjliggöra luftflödesmätningarna. Lufthastighetens medelvärde över arean var ca 5 m/s.

För att kunna beräkna luftmängden genom kondensorererna mättes lufthastigheten i 28 punkter (4x7) i stösöppningarna. Det med denna mätmetod uppskattade metodflödet är ca $\pm 10\%$.

Det maximala mätfelet för luftflödesmätningarna $\Delta \dot{V}$ blir då

$$\left| \frac{\Delta \dot{V}}{\dot{V}} \right| = \left| \frac{0,1}{5} \right| + \left| 0,05 \right| + \left| 0,1 \right|$$

$$\frac{\Delta \dot{V}}{\dot{V}} = \pm 0,17$$

4.2.4 Tryckmätinstrument

Kondenserings- och förångningstrycket avläses med manometrar. Avläsningsfel $\pm 0,05$ kg/cm².

4.2.5 Eleffektmätning

Till kompressorn inmatad eleffekt mättes med en kWh-mätare och tidur. Avläsningsnoggrannhet var 0,005 kWh, och avläsningstiden 30 minuter, vilket ger ett mätfel hos effekten P lika med

$$\Delta P = \pm 0,01 \text{ kW}$$

4.3 Mätresultat med vatten som värmeupptagande medium

4.3.1 Beräkning av värmegenomgångstal

Den av vattnet i slingan upptagna värmeeffekten kan beräknas som

$$\dot{Q} = \dot{m} \cdot (t_{sl.ut} - t_{sl.in}) \cdot c_p \quad (4:1)$$

där \dot{Q} är den upptagna värmeeffekten i W
 \dot{m} är vattenflödet i kg/s

$t_{sl.in}$ och $t_{sl.ut}$ är vattentemperaturen in respektive ut ur slingan, °C

c_p är vattnets värmekapacitet J/(kg °C).

Värmegenomgångstalet k W/(m² °C) beräknas från

$$\dot{Q} = k \cdot A \cdot \theta_m \quad (4:2)$$

där A är värmeöverföringsarean i m²
 θ_m är medeltemperaturdifferensen mellan "avloppsvattnet" och vattnet i rörslingan, °C.

Från dessa två ekvationer erhålles

$$k = \frac{\dot{m} \cdot (t_{sl.ut} - t_{sl.in}) \cdot c_p}{A \cdot \theta_m} \quad (4:3)$$

Som medeltemperaturdifferensen θ_m används oftast den logaritmiska medeltemperaturdifferensen som för med- eller motström skrives som

$$\theta_m = \frac{\theta_1 - \theta_2}{\ln \frac{\theta_1}{\theta_2}} \quad (4:4)$$

med

$$\theta_1 = t_{in.sl} - t_{ut.sl} \quad (4:5)$$

$$\theta_2 = t_{ut.sl} - t_{in.sl} \quad (4:6)$$

där t_{in} avl, t_{ut} avl är inlopps- respektive utlopps-temperaturen hos avloppsvattnet.

4.3.2 Felkalkyl

Felet i värmeövergångstalet k erhålles från felet i temperatur- och flödesmätningarna (se 4.2).
Logaritmering och differentiering av ekvation (4:3) ger

$$\frac{dk}{k} = \frac{d\dot{m}}{\dot{m}} + \frac{d(t_{s1.ut} - t_{s1.in})}{(t_{s1.ut} - t_{s1.in})} + \frac{dc_p}{c_p} - \frac{dA}{A} - \frac{dc_p}{c_p} - \frac{d\theta_m}{\theta_m} \quad (4:7)$$

Maximala felet i k får som

$$\left| \frac{dk}{k} \right| = \left| \frac{d\dot{m}}{\dot{m}} \right| + \left| \frac{d(t_{s1.ut} - t_{s1.in})}{(t_{s1.ut} - t_{s1.in})} \right| + \left| \frac{dA}{A} \right| + \left| \frac{d\theta_m}{\theta_m} \right| \quad (4:8)$$

Felet i c_p försummas då det är mycket litet i jämförelse med de övriga storheterna i ekvation (4:7).

Vid mätningarna var temperaturen, till följd av den omrörande effekten hos borstarna, konstant hos "avloppsvattnet" som omgav kopparrörsslingan (se bild 4.5).

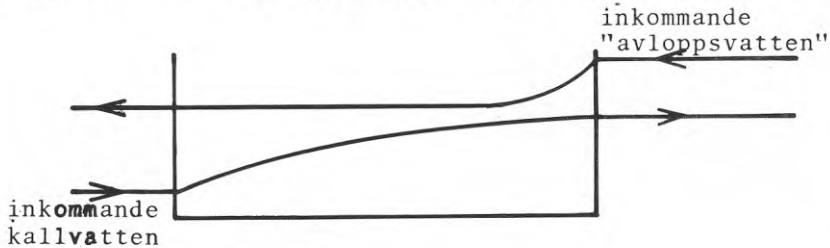


Bild 4.5 Vattentemperaturernas principiella förlopp i avloppsvärmeväxlaren

Ekvationerna (4:5) och (4:6) kan därför skrivas som:

$$\theta_1 = t_{ut\ avl} - t_{ut\ s1} \quad (4:9)$$

$$\theta_2 = t_{ut\ avl} - t_{in\ s1} \quad (4:10)$$

Detta medför att θ_m erhålles enligt

$$\theta_m = \frac{t_{in\ s1} - t_{ut\ s1}}{\ln \frac{\theta_1}{\theta_2}} \quad (4:11)$$

vilket gör att felet i θ_m kan uppskattas som

$$\left| \frac{d\theta_m}{\theta_m} \right| = \left| \frac{d t_{ut\ avl}}{t_{ut\ avl}} \right| + \left| \frac{d t_{in\ sl}}{t_{in\ sl}} \right| + \left| \frac{d t_{ut\ sl}}{t_{ut\ sl}} \right| \quad (4:12)$$

och med resultatet enligt 4.2.1

$$\left| \frac{d\theta_m}{\theta_m} \right| = 3 \cdot \left| \frac{\Delta t_v}{t_v} \right| \quad (4:13)$$

eller

$$\frac{d\theta_m}{\theta_m} = \pm 0,09 \quad (4:14)$$

På motsvarande sätt erhålles maximala felet i temperaturdifferensen mellan inkommande- och utgående vatten hos slingan

$$\left| \frac{d (t_{sl\ ut} - t_{sl\ in})}{(t_{sl\ ut} - t_{sl\ in})} \right| = 2 \cdot \left| \frac{\Delta t_v}{t_v} \right| \quad (4:15)$$

eller

$$\frac{d (t_{sl\ ut} - t_{sl\ in})}{(t_{sl\ ut} - t_{sl\ in})} = \pm 0,06 \quad (4:16)$$

Felet i vattenflödet genom kopparrörsslingan är enligt 4.2

$$\frac{\dot{d}m}{\dot{m}} = \pm 0,006 \quad (4:17)$$

Värmeöverföringsarean A bestämes som

$$A = \pi \cdot d \cdot \pi \cdot D \cdot n \quad (4:18)$$

där d är rördiametern
D är rörslingornas diameter
n är antalet rörvarv.

Rördiametern kan mätas med en noggrannhet av $\pm 0,5$ mm, och slingdiametern med ± 5 mm. Det maximala felet dA är då

$$\frac{dA}{A} = \pm 0,01 \quad (4:19)$$

Det maximala felet i värmegenomgångstalet k kan nu skrivas som (ekvation 8)

$$\frac{dk}{k} = \left| 0,006 \right| + \left| 0,06 \right| + \left| 0,01 \right| + \left| 0,09 \right| \quad (4:20)$$

$$\frac{dk}{k} = \pm 0,17$$

Ett annat sätt att beräkna det maximala felet fås enligt

$$\frac{dk}{k} = \sqrt{0,006^2 + 0,06^2 + 0,01^2 + 0,09^2} \quad (4:21)$$

$$\frac{dk}{k} = \pm 0,11$$

Med tanke på den dåliga noggrannheten i temperaturmätningarna ligger sannolikt det maximala felet mellan 11 och 17% av beräknat värde på k .

På bild 4.6 och 4.7 där k har ritats upp som funktion av vattenhastigheten i rörslingan och borsthastigheten, är mätfelet ($\pm 15\%$) för varje mätning inlagd.

4.3.3 Mätresultat

De preliminära mätresultaten visas nedan på bild 4.6 och 4.7 som k -värden vid uppmätta slingflöden, borsthastigheter och vattentemperaturer. Vid mätningen varierades vattenflödet i kopparrörsslingan mellan 0,17 kg/s och 0,57 kg/s motsvarande 0,75 m/s respektive 2,52 m/s. Avloppsflödet var dels ca 0,38 kg/s och dels ca 0,08 kg/s¹⁾.

Borstarnas rotationshastighet kunde kontinuerligt regleras. Mätningar utfördes vid tre olika hastigheter 12 rpm, 24 rpm och 36 rpm, vilket vid slingradien 290 mm motsvarar en periferihastighet av 0,36 m/s, 0,73 m/s och 1,1 m/s.

Inkommande "avloppsvatten" hade en temperatur av 30-40 °C medan inkommande kallvattentemperatur var ca 8 °C. Lufttemperaturen var under mätningarna ca 18 °C med en relativ fuktighet av i medeltal 30%. (Se också bild 4.10).

1) Avloppsflödets storlek påverkade ej värmeövergången

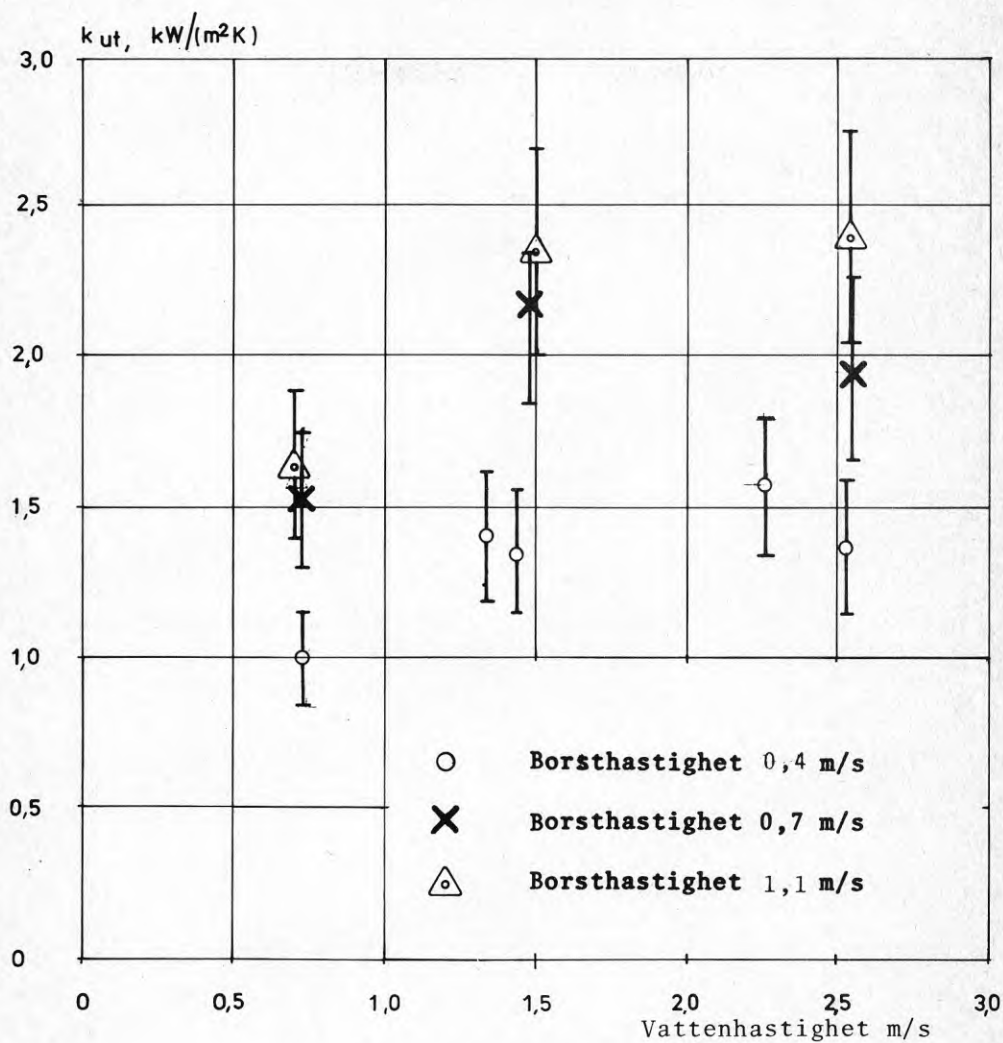


Bild 4.6 Värmeegenomgångstalet k_y , hänfört till kopparrörens ytterarea ($\varnothing 19,1$ mm), som funktion av vattenhastigheten i kopparröret och med borstarnas periferihastighet som parameter.

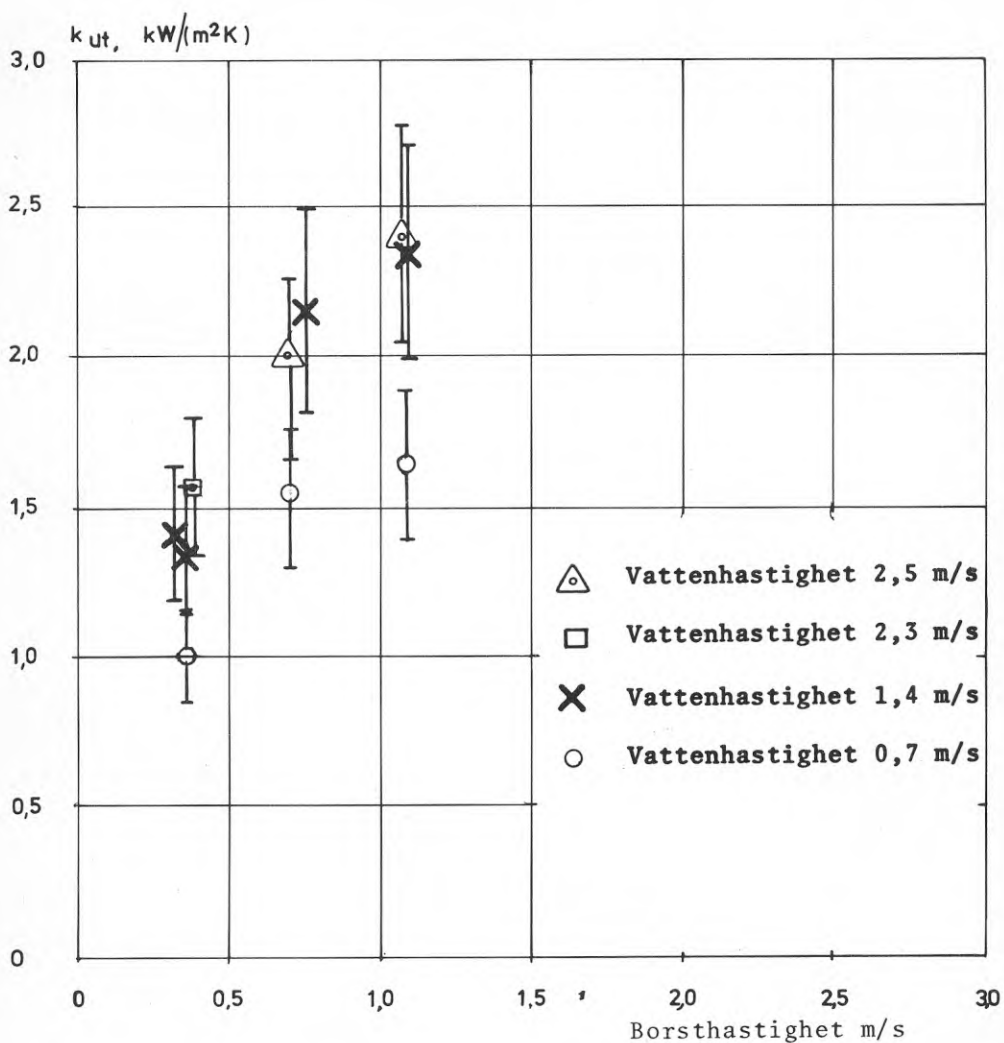


Bild 4.7 Värmegenomgångstalet k_y , hänfört till kopparrörens yttrearea (\varnothing 19.1 mm), som funktion av borstarnas periferihastighet med vattenhastigheten i kopparrören som parameter.

4.4 Utvärdering av mätresultat med vatten i kopparrörsslingan

4.4.1 Teori för värmeövergången mellan avloppsvattnet och vattnet i kopparrörsslingan

För att uttrycka värmeövergången vid påtryckt strömning används vanligen ett samband av typen

$$Nu = C \cdot Re^n \cdot Pr^m \quad (4:22)$$

där

$$Nu = \frac{\alpha \cdot d}{\lambda}$$

$$Re = \frac{w \cdot d}{\nu}$$

$$Pr = \frac{a}{\nu}$$

α är värmeövergångstalet, $W/(m^2K)$

d är rörets diameter, inre resp. yttre

w är vattenhastigheten, m/s

ν är den kinematiska viskositeten, m^2/s

λ är vattnets värmeledningstal, $W/(mK)$

a är temperaturledningstalet, s/m^2

C är en konstant och

n och m är exponenter

Vid strömning inuti raka cirkulära rör och vid utbildad turbulent strömning används vanligen följande ekvation

$$Nu = 0,0237 \cdot Re^{0.81} \cdot Pr^{0.31} \quad (4:23)^1)$$

För krökta rör gäller att värmeövergångstalet skall multipliceras med en faktor lika med

$$1 + \frac{r}{R} \cdot 3,5 \quad (4:24)^2)$$

där r är rörradien och

R är krökningsradien.

Värmeövergången från "avloppsvattnet" till rörsslingan är mycket komplicerad men kan troligtvis förenklat uttryckas enligt ekvation 4:22. Mellanrummet mellan slingorna är ca 10 mm vilket gör att vattnet strömmar både längs och tvärs rören då borstarna rör sig. Med anledning härav torde både Nu -talet och Re -talet skrivas som en funktion av ytterdiametern hos kopparrören (\emptyset 19,1 mm), med hastigheten w lika med borsthastigheten.

1) Enligt Prandtl-Hofman. Ekvationen gäller för $1,7 < Pr < 14$, samt för $3000 < Re < 100.000$.

2) Enligt MacAdams (1954).

Värmeegenomgångstalet k kan beräknas enligt

$$\frac{1}{kA} = \frac{1}{\alpha_{in} A_{in}} + \frac{1}{\alpha_{ut} A_{ut}} + \sum \frac{\delta_i}{\lambda_i} \quad (4:25)$$

där index in gäller insidan

index ut gäller utsidan och

$\sum \frac{\delta_i}{\lambda_i}$ är summan av värmemotstånden hos alla i skikt mellan insidan och utsidan.

För en ren värmeväxlare med koppar som material mellan de strömmande medierna kan värmemotståndet för de mellanliggande skikten försummas, d.v.s.

$$\frac{1}{kA} = \frac{1}{\alpha_{in} A_{in}} + \frac{1}{\alpha_{ut} A_{ut}} \quad (4:26)$$

Om k -värdet hänföres till ytterarean hos kopparrören erhålles

$$\frac{1}{k_{ut}} = \frac{A_{ut}}{\alpha_{in} A_{in}} + \frac{1}{\alpha_{ut}} \quad (4:27)$$

Från ekvation 4:22 erhålles att

$$\alpha_{ut} = \frac{\lambda}{d_{ut}} \cdot C \left[\frac{w \cdot d_{ut}}{v} \right]^n \cdot Pr^m \quad (4:28)$$

Eller för en bestämd värmeväxlare

$$\alpha_{ut} = w^n \cdot \frac{Pr^m \lambda}{v^n} \cdot \frac{1}{C_1} \quad (4:29)$$

För varje mätpunkt gäller att i ekvation 4:27 är alla faktorer kända¹⁾ utom α_{ut} , och i uttrycket för α_{ut} , ekvation 4:29, är bara C_1 , n och m obekanta.

Om ekvation 4:27 omformas och logaritmeras erhålles

$$\ln \left[\frac{1}{k_{ut}} - \frac{A_{ut}}{\alpha_{in} A_{in}} \right] = \ln C_1 - n \cdot \ln \left(\frac{w}{v} \right) - m \cdot \ln Pr - \ln \lambda \quad (4:30)$$

eller

$$\ln \left(\frac{1}{k_{ut}} - \frac{A_{ut}}{A_{in} \alpha_{in}} \right) + \ln \lambda = a_0 - a_1 x - a_2 y \quad (4:31)$$

1) Peterson 1978

$$\begin{aligned} \text{där } a_1 &= n \\ a_2 &= m \\ x &= \ln\left(\frac{w}{v}\right) \\ y &= \ln \text{ Pr} \end{aligned}$$

Med elva mätpunkter och tre obekanta, a_0 , a_1 och a_2 erhålles ett överbestämt ekvationssystem av linjära ekvationer. Detta ekvationssystem löses med hjälp av "minsta kvadrat" - metoden d.v.s. a_0 , a_1 och a_2 tillordnas sådana värden att avvikelsen mellan mätvärdena och ekvation 4:30 minimeras.

Detta ekvationssystem löses med hjälp av en räknedosa typ Texas Instruments T1-59 (alt. T1-58) Solid State Soft Ware med en förprogrammerad statistikmodul, program ST-18.

Som lösning erhålles a_0 , a_1 och a_2 samt ett mått på hur väl punkterna ansluter till den valda ekvationen en korrelationskoefficient.

$$a_0 = 0,9852$$

$$a_1 = 0,70$$

$$a_2 = 0,013$$

$$\text{Korrelationskoefficient} = 0.9$$

Insatta värden på a_0 , a_1 och a_2 i ekvation 4:29 ger

$$\alpha_{ut} = w^{0.70} \cdot \frac{\text{Pr}^{0.013} \cdot \lambda}{v^{0.70}} \cdot \frac{1}{2.678} \quad (4:32)$$

eller i ekvation 4:22 erhålles:

$$\text{Nu} = 0.115 \cdot \text{Re}^{0.70} \cdot \text{Pr}^{0.013} \quad (4:33)$$

Den fullständiga ekvationen för värmeöverföringen mellan "avloppsvattnet" och vattnet i kopparrörsslingan blir nu, med insatta värden på kopparrördiametern och med hänsyn till rörslingans krökning,

$$\frac{1}{k_{ut}} = \frac{20,3}{w_{s1}^{0.81} f(t_{s1})} + \frac{2,678}{w_b^{0.70} \cdot g(t_{ut})} \quad (4:34)$$

där w_{s1} är vattenhastigheten i slingan

w_b är borstarnas hastighet

$f(t_{s1})$ är hur materialdata för vatten varierar som funktion av vattentemperaturen i slingan och är lika med

$$\frac{Pr^{0.31} \cdot \lambda}{v^{0.81}} \quad (4:35)$$

$g(t_{ut})$ är hur materialdata för vatten varierar med vattentemperaturen på utsidan av slingan¹⁾ och lika med

$$\frac{Pr^{0.013} \cdot \lambda}{v^{0.70}} \quad (4:36)^{2)}$$

Denna ekvation (4:34) inritad i bild 4.6 och bild 4.7 ger bild 4.8 och bild 4.9.

Orsaken till den låga exponenten för Pr-talet är sannolikt att mätningarna utförts i ett begränsat temperaturintervall och i samma medium (vatten).

1) Som vattentemperatur på utsidan har använts medelvärdet av temperaturen i slingan och "avloppsvattnets" temperatur.

2) Om $g(t_{ut})$ skrivs som $\frac{\lambda}{v^{0,70}}$ erhålles ett fel i α_{ut} som vid uppmätta temperaturer är mindre än 3 %.

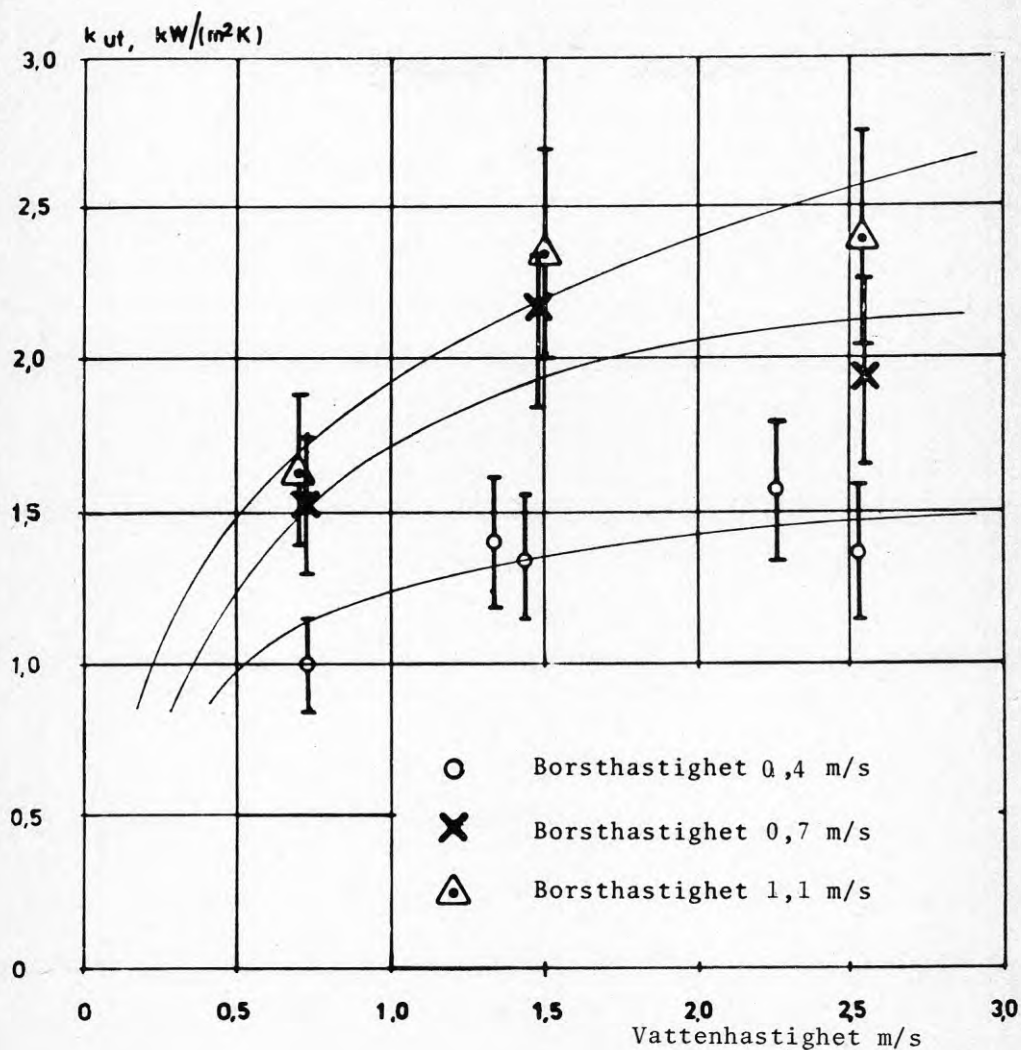


Bild 4.8 Ekvation 4:34 inlagd i bild
(uppmätta k -värdet som funktion av
vattenhastigheten i kopparrörsslingan
med borsthastigheten som parameter).

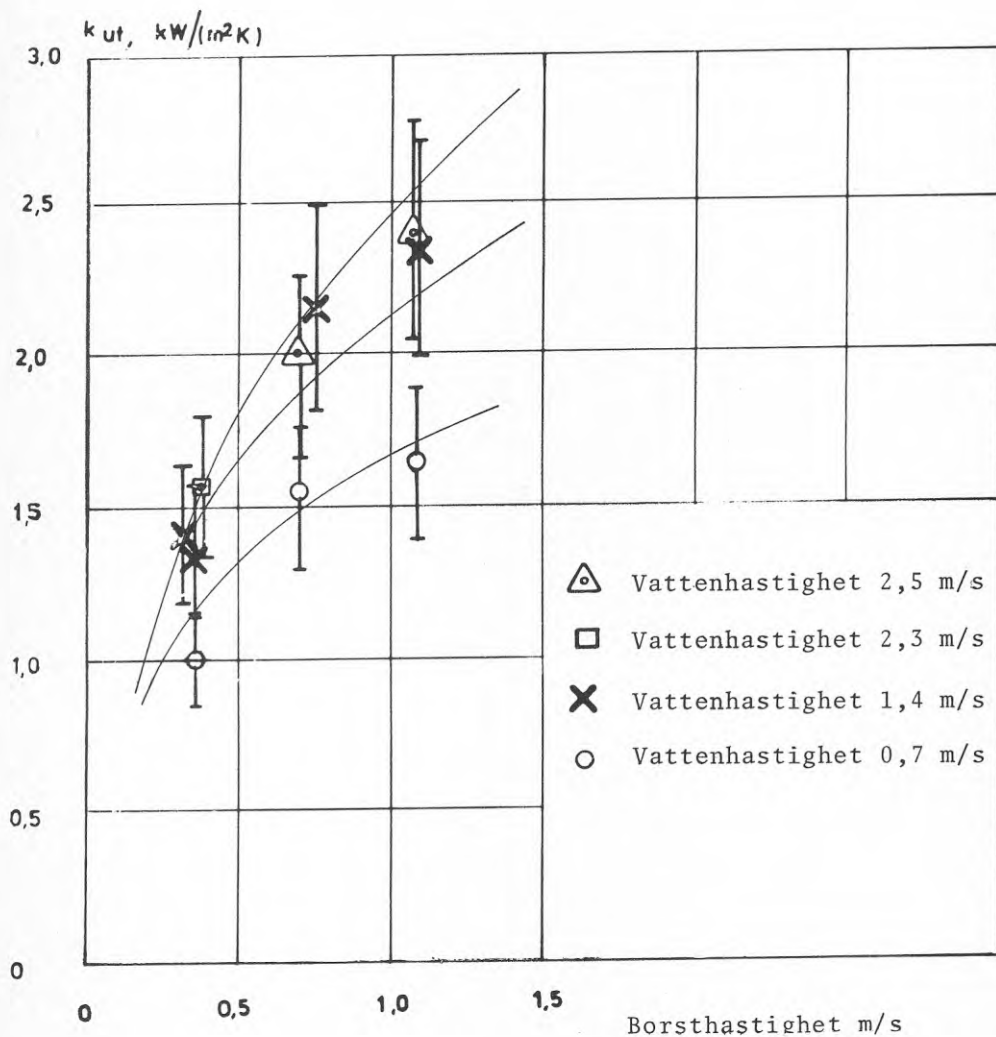


Bild 4.9 Ekvation 4:34 inlagd i bild
(uppmätta k -värden som funktion av
borsthastigheten och med vattenhastigheten i slingan som parameter).

Den erhållna ekvationen 4:35 kan nu användas för att beräkna värmegenomgångstalet vid andra driftsförhållanden än de provade, i första hand för denna värmeväxlare, men även för andra konstruktioner med andra värden på rördiameter, krökningsradie hos rörslingan, vattenhastighet i rörslingan, borsthastighet och vattentemperatur.

4.5 Mätresultat med köldmedium som värmeupptagande medium

4.5.1 Mätvärden

En mätning med kopparrörsslingan kopplad som förångare till en värmepump utfördes, se avsnitt 4.1.2. Följande data registrerades:

Värmepumpen:

Kondenseringstemperatur	45	°C
Förångningstemperatur	12,1	°C
Temperatur före expansionsventil	43	°C
Temperatur efter förångare	14,5	°C
Tillförd effekt till kompressorn (exklusive effekt för fläktar 2 x 120 W)	2,39	kW
Lufttemperaturstegring över kondensor	13,4	°C
Luftflöde genom kondensor	0,67	m ³ /s

Avloppsvärmeväxlaren:

Inkommande vattentemperatur	42,5	°C
Avgående vattentemperatur (konstant i hela växlaren)	16,8	°C
Vattenflöde ("avloppsvatten")	0,069	kg/s
Temperaturändring hos "avloppsvattnet" i växlaren som funktion av tiden	1,13	°C/h
Vattenvolym	1,223	m ³

4.5.2 Värmefaktorn

Mätvärdena på kondensorn redovisade i avsnitt 4.5.1 ger att avgiven kondensoreffekt är 10,4 ± 1,8 kW. Från "avloppsvattnet" till förångaren avgiven effekt är 8,9 kW inklusive det av den tidsberoende temperatursänkningen orsakade tillskottet på 1,6 kW. Förluster genom främst avdunstning är, se bild 4.10, ca 0,5 kW. Dessutom tillförs vattnet i avloppsvärmeväxlaren värmeenergi från borstarnas rörelse. Till omrörar-motorn inmatad el-effekt var 680 W, ca hälften av denna energi antas omvandlas till värme i vattnet. Detta ger att i förångaren upptagen effekt \dot{Q}_2 är 8,7 ± 0,3 kW. Enligt Bäckström (1970) är den mekaniska verkningsgraden η_m för en kompressoranläggning av denna storlek ca 0,6, vilket innebär att av den tillförda kompressoreffekten 60% tillförs köldmediet d.v.s. 0,6 · 2,39 lika med 1,43 kW. Ad-deras nu till köldmediet, från förångaren och kompressorn tillförd effekt erhålls den värmeeffekt \dot{Q}_1 som skall avges i kondensorn, 8,7 + 1,43 = 10,1 kW, vilket stämmer relativt väl med den uppmätta kondensoreffekten.

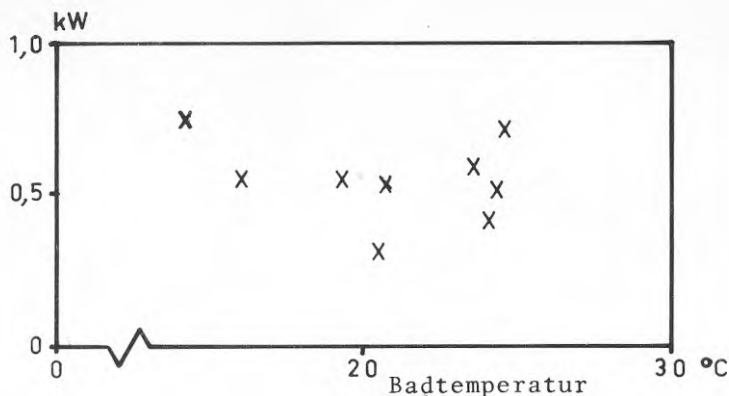


Bild 4.10 Värmeförlusten från avloppsvärmeväxlare vid 8 mätningar med vatten i kopparrörsslingan. Värmeförlusten har erhållits som restpost vid värmebalansberäkning. Avloppsvärmeväxlaren var försedd med lock vid mätningarna.

Om eleffekten till kondensorfläktarna försummas erhålls en värmefaktor ϕ

$$\phi = \frac{10,4}{2,39} = 4,35$$

Emellertid måste alla hjälpapparaters effektförbrukning medräknas, i detta fall även eleffektförbrukningen för drivmotorn till borstarna. Denna effekt är p.g.a. förluster i mekanisk växel och friktionsmotstånd i lager ungefärligen konstant. Adderas nu kondensorfläktarnas effekt $2 \times 120 \text{ W}$ med förlusterna från borstarmotorn ca 340 W erhålles att värmefaktorn ϕ blir

$$\phi = \frac{10,4}{2,39+0,12+0,12+0,34} = 3,5$$

d.v.s. värmeavgivningen från kondensorn är ca $3,5$ ggr större än den totalt inmatade eleffekten. Vid ett utförande i större skala kommer hjälpapparaternas effektförbrukning att minska i relation till den i kondensorn avgivna effekten, vilket medför att värmefaktorn ökar något.

4.5.3 Värmeövergångstal

Till förångaren överförd effekt var $8,4 \text{ kW}$ och den värmedöverförande arean på insidan A_i är

$$A_i = \pi \cdot d_i \cdot \pi \cdot D \cdot n$$

med d_i lika med $16,96 \cdot 10^{-3} \text{ m}$, erhålles $A_i = 1,46 \text{ m}^2$. Temperaturdifferensen mellan "avloppsvattnet" och förångningstemperaturen är

$$16,8 - 12,1 = 4,7^\circ\text{C}$$

Enligt ekvation 4:34 är värmeövergångstalet på utsidan lika med $2400 \text{ W}/(\text{m}^2 \text{ } ^\circ\text{C})$.
Värmeöverföringen från "avloppsvattnet" till köldmediet kan skrivas som

$$\dot{Q}_2 = k_{\text{fut}} \cdot A_{\text{ut}} \cdot (t_{\text{avl}} - t_f) \quad (4:37)$$

med

$$\frac{1}{k_{\text{fut}}} = \frac{1}{\alpha_f} \cdot \frac{A_{\text{ut}}}{A_{\text{in}}} + \frac{1}{\alpha_{\text{ut}}} \quad (4:38)$$

där index f betyder förångare, och index ut ytterarean.

Med mätvärden från 4.5.1 och 4.5.2 erhålles

$$k_f = 1,09 \text{ W}/(\text{m}^2 \text{ } ^\circ\text{C})$$

och vidare från (4:38) att $\alpha_f = 2,24 \text{ kW}/(\text{m}^2 \text{ } ^\circ\text{C})$, vilket är något större än de värden på α_f vid fullständig förångning som fås enligt Bäckström (1970), ca $1600 \text{ W}/(\text{m}^2 \text{ } ^\circ\text{C})$.

4.6 Strömningshastigheter

För att få god rensning av de föroreningsavskiljande gallren krävs att vattenhastigheten genom dessa är hög. Mätningar på vattenhastigheten genom gallren på avloppsvärmeväxlarmodellen har utförts med hjälp av i vattnet svävande partiklar, mätsträcka och stoppur. Resultaten från dessa mätningar visas i bild 4.11.

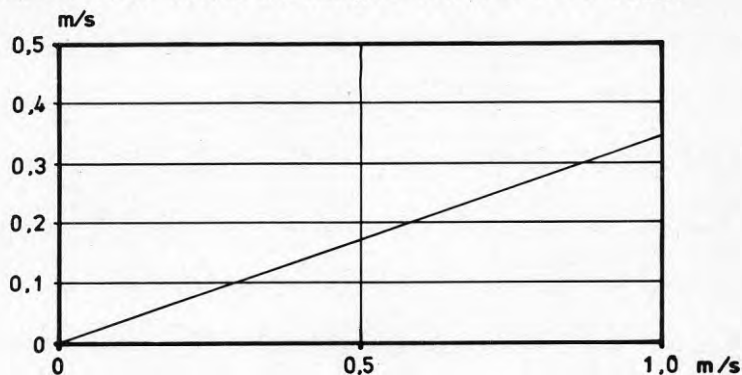


Bild 4.11 Vattenhastigheten efter galler som funktion av borstarnas periferihastighet

Hastigheten genom gallren varierade kraftigt med den hydrodynamiska utformningen, gallerinfästning och anströmningsdelen. De uppmätta värdena hänföres till, med denna provmodell, det gynnsammaste strömningsutförandet. En vidare utveckling av denna detalj hos avloppsvärmeväxlaren är både möjlig och nödvändig.

5 FÖRSMUTSNING AV VÄRMEYTORNA

Med tiden försmutsas alla värmeöverföringsytor, i regel snabbare ju högre föroreningsgrad hos medierna. De av föroreningarna orsakade beläggningarna på värmeytorna leder, på grund av beläggningarnas låga värmeledningstal, till försämrad värmeöverföring. Om värmegenomgångstalet för en ren värmeväxlare är k_0 blir värmegenomgångstalet för den försmutsade värmeväxlaren k enligt

$$\frac{1}{k} = \frac{1}{k_0} + \frac{1}{k_s} \quad (5:1)$$

där $1/k_s$ är det av försmutsningen förosakade värmemotståndet och lika med

$$\frac{1}{k_s} = (\Sigma \frac{\delta}{\lambda})_{in} \cdot \frac{A_{ut}}{A_{in}} + (\Sigma \frac{\delta}{\lambda})_{ut} \quad (5:2)$$

där δ är tjockleken av smutsskiktet och λ dess värmeledningstal.

Från MacAdams (1954) kommer tabell 5.1 där erfarenhetsvärden från olika värmeväxlarinstallationer har sammanställts.

Tabell 5.1 Värden på k_s i $W/(m^2 \text{ } ^\circ C)$

Väggtemperatur	$^\circ C$	< 115	
Vattentemperatur	$^\circ C$	< 50	
Vattenhastighet	m/s	< 1	> 1
Destillerat vatten		11000	11000
Stadsvatten		5600	5600
Bräckt, rent flodvatten		2800	5600
Gyttjigt, slamhaltigt flodvatten		1900	1900
Chicago sanitary canal		740	970

Om medeltemperaturdifferensen θ_m antas vara oberoende av försmutsningen och den av värmeväxlaren överförda effekten skall vara konstant erhålles

$$\dot{Q} = k_0 \cdot A_0 \cdot \theta_m = k \cdot A \cdot \theta_m \quad (5:3)$$

vilket ger

$$A = A_0 \cdot \frac{k_0}{k} \quad (5:4)$$

med ytförstoringen f

$$f = \frac{A - A_0}{A_0} = \frac{k_0}{k} - 1 = \frac{k_0}{k_s} \quad (5:5)$$

framgår hur värmeöverföringsytan måste ökas om den överförda effekten skall hållas konstant. I bild 4.12 är ekvation (5:5) inritad.

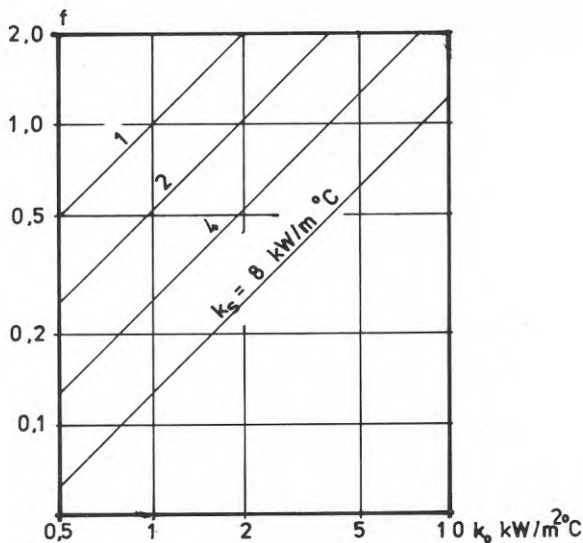


Bild 5.5. Ytförstoringen hos en värmewäxlare som funktion av värmeegenomgånsstalet för ren växlare, k_0 , och med k_s som parameter

Som framgår av bilden kommer försmutsningsvärden från t.ex. Chicago sanitary canal med $k_s \approx 800-1000 \text{ W/(m}^2\text{°C)}$ och enligt avsnitt 4, $k \approx 2000 \text{ W/(m}^2\text{°C)}$ att leda till en kraftig ytförstoring av avloppsvärmewäxlaren. Peterson (1978) har dessutom visat att försmutsningen orsakar en snabbare försämring av k -värdet då värmeytorna är rena än då försmutsningen pågått en tid. Detta innebär att en snabbt insatt och allra helst en kontinuerlig rengöring är den enda lösningen om man vill hålla nere storleken på de värmeöverförande ytorna i en avloppsvärmewäxlare.

6 SLUTSATSER

Utförande av och provningarna på en värmeväxlarmodell har gett information om värmeövergång och strömningsförhållanden som inte kunnat beräknas teoretiskt.

Rengöringsborstarnas rörelse har ett gynnsamt inflytande på värmeövergångstalet på utsidan av kopparrörs-slingan och den framtagna ekvationen för värmeegenomgången kan bli ett användbart underlag för dimensionering av större värmeväxlare.

Principen att försätta vattnet i rotation medelst paddlar och med alternerande rotationsriktning har visat sig ge en strömningsintensitet genom gallren, som synes väl ägnad att åstadkomma de rensande effekter som eftersträvas i konstruktionsprincipen.

Målsättningen att en temperaturskiktning skulle erhållas i avloppsvärmeväxlaren för att höja den effektiva temperaturdifferensen mellan "avloppsvattnet" och det värmeupptagande mediet har ej uppfyllts. Borstarnas och paddlarnas omrörande effekt åstadkommer en blandning av vattnet så att temperaturen blir likformig i hela värmeväxlaren.

Den fortsatta utvecklingen av denna värmeväxlarkonstruktion bör främst inriktas på att ernå en förbättrad temperaturskiktning, för att därigenom öka energiuttaget ur avloppsvattnet.

Fältförsök med riktigt avloppsvatten är också angeläget att få till stånd, eftersom testning i en realistisk provmiljö är svår att åstadkomma i ett laboratorium.

7. REFERENSER

1. EFUD 1978 Energiprogram för forskning, utveckling demonstration SOU 1977:59, Stockholm.
2. Die Kälte und Klimatechnik 1978, 12, årg 32. Wärmerückgewinnung aus Abwasser, P 591, Stuttgart.
3. Mac Adams, W.H, 1954, Heat Transmission (Mr Graw Hill.) New York.
4. Peterson, F. 1975, Rapport till: 6th International Congress of Climatistics, Clima 2000, Part 2, Milano.
5. Peterson, F, 1978 a, Byggnad, byggnadsdelar och inre försörjningssystem, Programplan för EFUD-78 Programelement 02 (Statens råd för byggnadsforskning) G4:1978 Stockholm.
6. Peterson, F, 1978, Försmutsning av värmväxlare för varmvattenberedning. (Institutionen för uppvärmnings- och ventilationsteknik, KTH) Tekniska meddelanden nr 121, vol 7, Stockholm.
7. VVS-handboken, 1963, (Förlags AB VVS) p 551, Stockholm.

**Denna rapport hänför sig till forskningsanslag 780741-5
från Statens råd för byggnadsforskning till Skandinavisk
Installationssamordning AB, Stockholm**

Art.nr: 6600995

**Abonnemangsgrupp:
W. Installationer**

**Distribution:
Svensk Byggtjänst, Box 7853
103 99 Stockholm**

Cirka pris 20 kr exkl moms

**R95:1979
ISBN 91-540-3084-6
Statens råd för byggnadsforskning, Stockholm**